

⑫ 実用新案公報(Ｙ２)

平５－２２６６６

⑬ Int.Cl.⁵

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公告

平成５年(1993)６月10日

F 16 G 5/18

C

7366－3J

(全10頁)

⑮ 考案の名称 伝動ベルト

⑯ 実 願 昭62-92838

⑰ 公 開 昭63-201248

⑱ 出 願 昭62(1987) 6月18日

⑲ 昭63(1988)12月26日

⑳ 考 案 者 山 田 一 浩 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
内

㉑ 出 願 人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

㉒ 代 理 人 弁理士 宮内 利行

㉓ 審 査 官 橋 本 康 重

㉔ 参 考 文 献 特開 昭61-211554 (JP, A)

1

2

㉕ 実用新案登録請求の範囲

断面円弧状の対向面で互いに接触して揺動可能な1対の揺動部材からなるロッカージョイントピンによつて複数のリンクプレートは順次連結することによつて無端状としたチェーンと、チェーンに組み付けられるテーパ断面付きの複数の摩擦ブロックと、からなる伝動ベルトにおいて、

揺動部材の対向面の曲率半径が相違する2種類以上のロッカージョイントピンが用いられていることを特徴とする伝動ベルト。

考案の詳細な説明

(イ) 産業上の利用分野

本考案は、伝動ベルトに関するものである。

(ロ) 従来の技術

従来の伝動ベルトとしては、例えば特開昭59-200838号公報に示されるものがある。これに示される伝動ベルトは、複数のリンクプレートをピンによつて順次連結した無端状のチェーンと、チェーンに取り付けられる摩擦ブロックと、から構成されている。チェーンは摩擦ブロックに設けられた窓部を貫通しており、チェーンのピンによつて摩擦ブロックが所定位置に保持されるようにしてある。ピンとしては1対の揺動部材を円弧状の対向面で互いに揺動させるようにしたロッカージョイントピンが用いられている。

(ハ) 考案が解決しようとする問題点

しかしながら、上記のような従来の伝動ベルトには、伝動の際の騒音が大きいのという問題点がある。すなわち、ロッカージョイントピンの揺動部材はすべて同一の曲率半径の対向面を有しており、この対向面で揺動するため伝動ベルトの周速が一定周期で変動する。このため、伝動ベルトがブーリに巻き付いて回転する際の騒音は、所定の周波数でレベルが高くなる。

なお、特開昭61-211554号公報には、リンクプレートの穴位置を不均一なものとするることによつて伝動ベルトに不規則性を与え、周期性を減少させて騒音を低下させるようにした伝動チェーンが示されている。この場合には、騒音を低減することはできるものの、組み立てる際にリンクプレートの上下方向及び表裏方向の姿勢を不規則にする必要があり、自動的に組み立てる際にはリンクプレートを4つの姿勢で順次供給する必要がある、組立作業が複雑化するという問題がある。なお、リンクプレートをかき混ぜてランダムに取出すことによつて順次供給されるリンクプレートに不規則性を与えることも考えられるが、リンクプレートが十分にかき混ぜられない場合には十分な不規則性が与えられない可能性がある。

本考案はこのような問題点を解決することを目指すとしている。

(ニ) 問題点を解決するための手段

本考案は、リンクプレートを連結するロッカージョイントピンの揺動部材の曲率半径を２種類以上とすることにより上記問題点を解決する。すなわち、本考案による伝動ベルトは、ロッカージョイントピンとして揺動部材の対向面の曲率半径が相違する２種類以上のものが用いられている。

(ホ) 作用

ロッカージョイントピンの揺動部材の曲率半径が２種類以上設定されているため、伝動ベルトがブーリーに巻き付く際の伝動ベルトの周速の変化の周期性が減少する。これにより所定の周波数の騒音ピークレベルが低下する。なお、ロッカージョイントピンとしては、２種類以上のものを用意しておき、これによって順次リンクプレートを連結していけばよいので組立作業も容易となる。

(ヘ) 実施例

第１図に本考案の実施例の伝動ベルト５０を示す。この伝動ベルト５０は、両端に穴を有する複数のリンクプレート１０と、リンクプレート１０を順次連結するロッカージョイントピン１２a、１２b、１２c、１２d……と、第１図中仮想線によって示す複数の摩擦ブロック１４とから構成されている。リンクプレート１０は摩擦ブロック１４の窓部を貫通しており、これにより摩擦ブロック１４はリンクプレート１０の動きを阻害しないようにリンクプレート１０に保持されている。ロッカージョイントピン１２aは２つの揺動部材１２a₁及び１２a₂から構成されており、揺動部材１２a₁及び１２a₂は互いに断面円弧状の対向面で揺動可能としてある。対向面の曲率半径は共に r_1 としてある。ロッカージョイントピン１２bも基本的にロッカージョイントピン１２aと同様の構成であるが、揺動部材１２b₁及び１２b₂の対向面の曲率半径を r_2 としてある。同様にロッカージョイントピン１２cは揺動部材１２c₁及び１２c₂の曲率半径を r_3 としてあり、またロッカージョイントピン１２dは揺動部材１２d₁及び１２d₂の曲率半径を r_4 としてある。

このような伝動ベルト５０は、第２図に示すように、２つのブーリー５２及び５４に巻き掛けられて使用される。ブーリー５２及び５４はそれぞれ固定円すい部材５２a及び５４aと可動円すい部材５２b及び５４bとを有しており、これにより互いに対面する円すい面３２及び３４と円すい面３

２'及び３４'とを形成している。摩擦ブロック１４は左右両端部にブーリーの円すい面３２及び３４、及び円すい面３２'及び３４'とそれぞれ接触するテーパ断面を有している。

上述のように伝動ベルト５０では、ロッカージョイントピン１２a、１２b、１２c、１２d……の曲率半径 r_1 、 r_2 、 r_3 、 r_4 ……が相違しているため、所定の周波数成分の騒音ピークレベルが低下する。以下、これについて更に詳細に説明する。

第３図にリンクプレート、ロッカージョイントピンなどを簡略化して示す。なお、図中の α_{01} はロッカージョイントピン１２aなどの曲率半径の中心位置とリンク中心線との偏心に対応した角度である。なお、 $n \times \sin \alpha_{01}$ は一定値となるように設定してある。これにより第４図に示すように、リンクプレート１０が直線状態となった場合に張力の作用方向がリンクプレート１０の中心線と平行になる。本実施例では、上述のように、 $n \times \sin \alpha_{01}$ が一定値となるように設定してあるが、もし $n \times \sin \alpha_{01}$ が一定値でない場合には、第５図に示すように、リンク中心線に対して張力の作用方向が折れ線状となる（なお、実際には張力の作用方向が１直線になるので、リンク中心線が折れ線状となる）。

第３図でリンクプレート１０₁はブーリーに完全に巻き付いているリンク、リンクプレート１０₂は巻き付き始めているリンクプレート、リンクプレート１０₃は巻き付いていないリンクプレートである。この場合にロッカージョイントピン１２aのブーリー走行半径 R_1 を算出する。第６図にロッカージョイントピン１２aを拡大して示す。

β はリンクプレート１０₁とリンクプレート１０₂との交差角（リンクプレート中心線の成す角）、

点A₁はリンクプレート１０₁とリンクプレート１０₂との中心線が１直線の場合の揺動部材１２a₁と揺動部材１２a₂との接点、

点B₁は交差角 β のときの揺動部材１２a₁と揺動部材１２a₂との接点、

点O₁は揺動部材１２a₁の曲率半径の中心点、

点C₁は点B₁から線分O₁A₁に下ろした垂線の足、

点Oはブーリーの回転中心、

R₀は点Oと点A₁との間の距離、

とする。

ここで、

$$B_1C_1 = (O, -r_1 \cdot \sin(\beta/2))$$

$$C_1A_1 = (r_1(1 - \cos(\beta/2)), O)$$

$$OA_1 = (R_0 \cdot \sin\theta, R_0 \cdot \cos\theta)$$

とすると、

ロツカージョイントピン12aのプリー巻き付

き半径 $R_1 (=OB_1)$ は、

$$\begin{aligned} R_1 &= OB_1 = OA_1 + A_1C_1 + C_1B_1 \\ &= (R_0 \cdot \sin\theta, R_0 \cdot \cos\theta) \\ &\quad + (r_1(\cos(\beta/2) - 1), O) \\ &\quad + (O, r_1 \cdot \sin(\beta/2)) \\ &= (R_0 \cdot \sin\theta + r_1(\cos(\beta/2) - 1), \\ &\quad R_0 \cdot \cos\theta + r_1 \cdot \sin(\beta/2)) \\ &= R_0^2 + 4R_0 \cdot r_1 \cdot \sin(\beta/4) \\ &\quad \cdot \cos(\theta + \beta/4) + 4r_1^2 \cdot \sin^2(\beta/4) \end{aligned}$$

となる。

ここで、 β と θ との関係は第7図から分かる
おり、

$$\beta + (\pi/2 + \theta) + (\pi/2 - \alpha) = \pi$$

$$\therefore \beta = \alpha - \theta$$

である。ただし、

$$\alpha = \sin^{-1}(P_0/2R_0)$$

P_0 はピッチ

ベルト周速は、

$$v = \omega \cdot R_1 \cdot \cos\theta$$

ただし ω はプリー角速度で示される。 $R_1 \cdot \cos\theta$ の値は r の値に応じて変化する、ベルト周速 v の変化の周期性が減少する。 $R_1 \cdot \cos\theta$ の値が r の値に応じて変化するを示す計算結果を第8、9及び10図に示す。これらは、ピッチ $P_0 = 8.00\text{mm}$ でリンクプレート個数90の伝動ベルトが軸間距離175mmのプリーに巻き付いている場合で計算したものである。

次に本考案による伝動ベルトによって実際に騒音のピークレベルが低下したことを確認した実験結果を第11図に示す。これに使用した伝動ベルトは、 $r = 5, 8$ 及び10mmの曲率半径の揺動部材

のロツカージョイントピンを不規則に配列したものである。測定は、40km/hで平坦地を走行中のエンジンルーム内で行った。伝動ベルトかみ合い1次周波数は80デシベル程度であり、第12図に示す従来の伝動ベルトの場合（すべてのロツカージョイントピンの曲率半径が一定のもの）と比較して10デシベル程度ピークレベルが低下していることがわかる。

(H) 考案の効果

- 10 以上説明してきたように、本考案によると、ロツカージョイントピンの揺動部材の曲率半径を2種類以上としたので、騒音のピークレベルを低下することができる。また、複数のロツカージョイントピンを順次組み付けていけば、伝動ベルトに15 不規則性を与えることができるので、リンクプレートの上下裏表の姿勢を制御して組み立てる場合と比較して、組み立て作業が簡略化される。

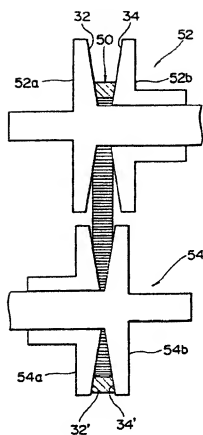
図面の簡単な説明

第1図は本考案の実施例の伝動ベルトを示す

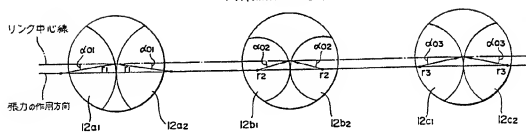
- 20 図、第2図は伝動ベルトをプリーに巻き掛けた状態を示す図、第3図はピン及びリンクプレートの位置関係を示す図、第4図はリンクプレートを直線とした場合の状態を示す図、第5図は曲率半径の設定が適切でない場合のロツカージョイントピンの状態を示す図、第6図はロツカージョイントピンの部分を拡大して示す図、第7図はプリー中心に対するロツカージョイントピンの状態を示す図、第8、9及び10図はそれぞれ r に対する $R_0 \cdot \cos\theta$ の計算結果を示す図、第11図は本考案の伝動ベルトを用いた場合の騒音レベルを示す図、第12図は従来の伝動ベルトの騒音レベルを示す図である。

- 10……リンクプレート、12a、12b、12c、12d……ロツカージョイントピン、12a₁、12a₂、12b₁、12b₂、12c₁、12c₂、12d₁、12d₂……揺動部材、14……摩擦ブロック。

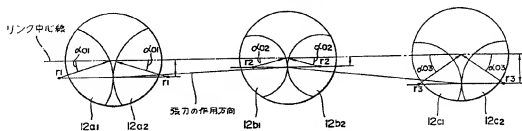
第 2 図



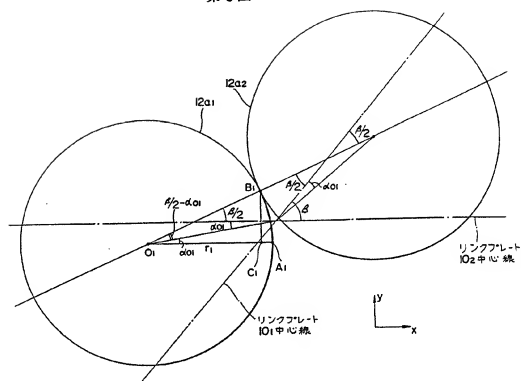
第 4 図

($r_1 \sin \alpha_1 = \text{定時}$)

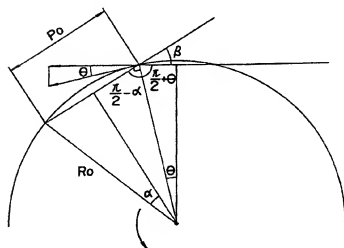
第 5 図

($r_1 \sin \alpha_1 = \text{定時}$)

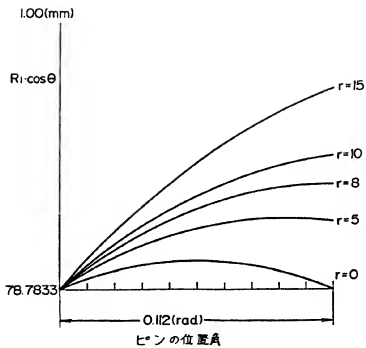
第 6 図



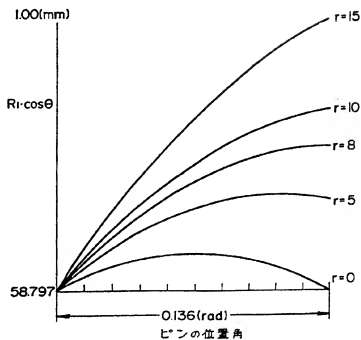
第 7 図



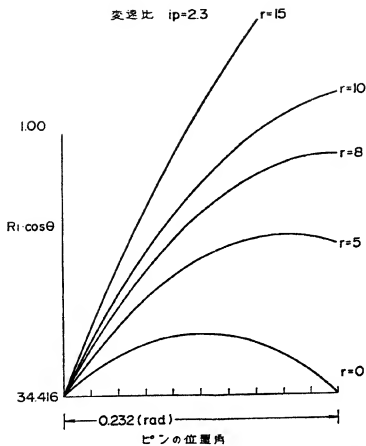
第 8 図

変速比 $ip=0.45$ 

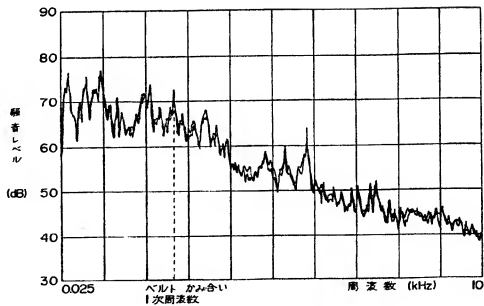
第 9 図

変速比 $ip=1.00$ 

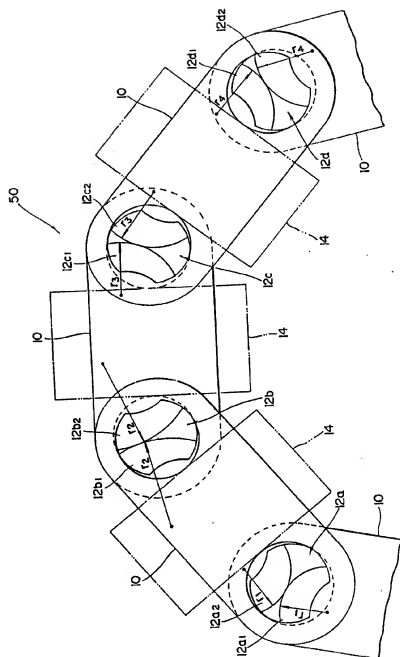
第 10 図



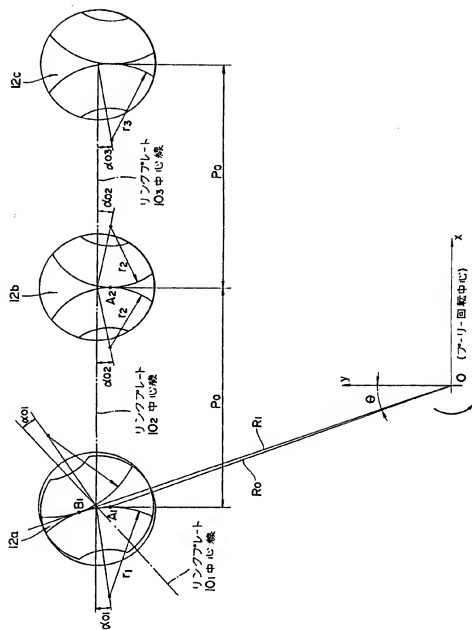
第 11 図



第1図



第3図



第 12 図

